

基于 CFD 分析的城市客车空调风道优化

林 敏, 曹红军, 曾 青, 马 强, 黎亦磊

(中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘 要:在设计初期对某 8.5 m 城市客车空调风道进行流场 CFD 仿真分析, 评估风道设计的合理性, 改进出风口结构, 优化风量分布, 最后得到适宜的空调制冷效果。

关键词:城市客车; 空调风道; 风量优化; CFD 仿真

中图分类号: U469.13; U463.85⁺1 文献标志码: A 文章编号: 1006-3331(2022)06-0045-04

Air Duct Optimization of Air Conditioner for a City Bus Based on CFD Analysis

LIN Min, CAO Hongjun, ZENG Qing, MA Qiang, LI Yilei

(CRRC Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China)

Abstract: At the beginning of the design, the authors carry out CFD simulation analysis of the flow field on the air duct of an 8.5 meter city bus, evaluate the rationality of the air duct design, improve the air outlet structure and optimize the air volume distribution. Finally, get the appropriate air conditioning refrigeration effect.

Key words: city bus; air conditioning duct; air volume optimization; CFD simulation

城市客车运行时车门开启频繁, 车内乘员密度大、流动性强, 车内空间大, 玻璃面积大, 上述原因均可能导致车厢内的热负荷增大, 所以制冷量的需求比其他车型要大一些^[1-3]。在空调制冷量足够大的情况下, 冷风在风道出口的分布显得尤为重要, 已有文献^[4-7]从不同角度对空调风道模型进行了 CFD 仿真分析, 不断提高了仿真精度。在此基础上, 可根据车厢制冷需求利用 CFD 仿真软件优化风道结构^[8-12]。

城市客车乘客门常用内摆门, 在风道上开的滑槽孔配有挡风结构, 漏风现象不明显, 另外内摆门的驱动机构体积相对较小, 在风道内的阻挡作用也有限, 对风量的分配影响较小。我司某款 8.5 m 车型采用塞拉门结构, 风道上的开孔较大, 漏风严重, 另外塞拉门驱动系统复杂, 体积庞大, 容易阻塞风道, 严重影响风量分布, 设计初期需要对乘客门侧风道进行 CFD 评估, 优化风道结构。

1 空调风道流场仿真分析

1.1 仿真模型的建立

当乘客门采用塞拉门时会进行如下改进:

1) 前乘客门处增加挡风板。如图 1 所示, 挡风板加在风道内侧, 既能改善前乘客门漏风情况, 还能维持车厢布局的整体性和美观性(风道一般采用统型风道, 有的车型需要增加挡风板, 有的不需要增加挡风板, 挡风板加在风道内侧, 对风道外观无影响)。

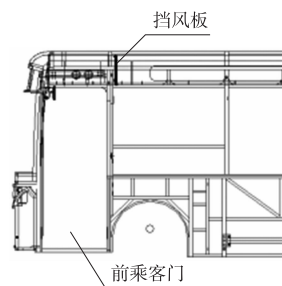


图 1 前门挡风板

收稿日期: 2022-06-14。

第一作者: 林 敏 (1978—), 男, 工程师; 主要从事客车车身设计工作。E-mail: linmin78321@126.com。

通讯作者: 曾 青 (1989—), 男, 工程师; 主要从事客车车身设计工作。E-mail: 763874025@qq.com。

2) 中乘客门顶部滑槽孔处设计挡风毛刷。中门毛刷结构如图 2 所示,可进一步改善风道出风口的风量分布。

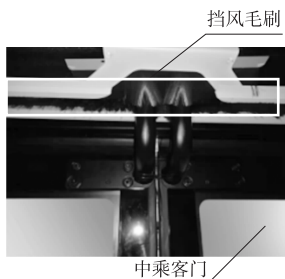


图 2 中门毛刷结构图

客车用顶置空调蒸发器以及蒸发器风机是左右对称分布,且个体完全独立,相互影响较小,两侧风道的流量基本对称,所以风道流场仿真大多采用左右风道分开仿真的方式。根据以上原则建立乘客门侧风道流体区域三维模型,如图 3 所示,图中编号 1、2、3、4 代表相应的风道出风口,编号 5、6 代表方框展示的一排小尺寸的静压出风口,其中编号 4 的出风口代表风道尾部两个可调出风口,门泵滑槽孔出风口没有编号。依据风道结构尺寸长度,设定风道网格主尺寸为 16 mm,空调进风口网格尺寸为 8 mm,风道出风口网格尺寸为 2 mm,右侧风道最终网格数目为 6 175 831。

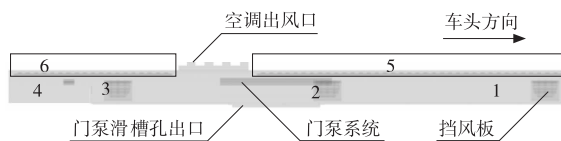


图 3 右侧风道三维模型

仿真模型边界条件设定:

1) 综合考量风道流阻以及空调最大蒸发风量数据,设定空调蒸发风机出风口风速为 18 m/s(体积风量÷出风口面积=风速,风速 18 m/s 对应的风量为 1 617 m³/h)。

2) 风道出风口边界设定为 Opening 边界,压力设定为 0 Pa(表压)。

3) 风道所有出风口开度全开,风道壁面为无滑移壁面。

最终风道仿真模型如图 4 所示,双向箭头代表 Opening 边界。

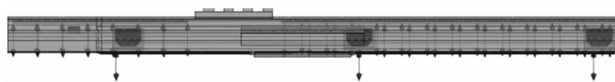


图 4 乘客门侧风道仿真模型

1.2 仿真结果及优化设计

1.2.1 仿真结果

右侧风道出风流线图如图 5 所示,图中显示风道中的门泵系统有明显的阻碍作用,只有少量的出风流线经过门泵系统与风道之间的缝隙流向车头方向,即出风经过门泵系统后速度明显下降。

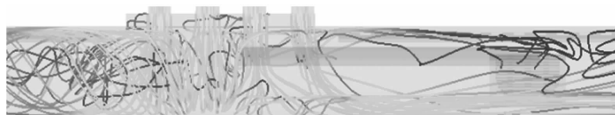


图 5 乘客门侧风道流线图

提取编号 1、2、3、4、5、6 出风口的风速分别为 2.9 m/s、2.1 m/s、3.4 m/s、3.75 m/s、3.9 m/s、6.2 m/s,其中 2 号出风口只有 2.1 m/s,CJ/T 134—2001《城市公交空调客车空调系统技术条件》^[1]规定风道出风口风速适宜范围高于 3 m/s,2 号出风口风速明显偏低,1 号出风口风速也在 3 m/s 以下。

出风口风速分布原因分析如下:

1) 本车型空调安装位置比较靠后,风道前部与空调蒸发风机出风口之间的风道侵入中乘客门门泵系统,中乘客门处风道的流通面积减小,流阻增大,流向风道前部的冷气减少,导致出风口 1、2 风量风速偏小,风道尾部的出风口(编号 3、4、6)风速偏大,直观感受就是车厢前热后冷。

2) 2 号出风口靠近门泵系统,门泵系统侵入风道,风道截面在此处突然减小,风速会明显增加,依据伯努利方程,总压一定时,动压升高,静压就会降低(出风口内侧静压),车厢静压一直维持在一个大气压的状态,这时出风口内外静压差很低(相比其他出风口,2 号出风口静压差最小),导致 2 号出风口风速最小。

另外仿真结果显示,门泵滑槽孔出口(位置见图 3)的冷气流量为 28.7 m³/h,占总进口风量 1 617 m³/h 的 1.7%,挡风毛刷的设计效果很好。

1.2.2 结构优化设计

针对风道前端风速风量偏小的问题,在保证空调

制冷量足够的前提下,可以采用成本较低的增加导风罩的优化方案。导风罩简易模型如图 6 所示,导风罩截面尺寸取决于风道截面尺寸和蒸发风机出风口尺寸,导风罩长度取决于导流几个蒸发风机出风口的出风。导风罩可以有效地改变气流的方向和大小。依据本车型风道特点,设计以下优化方案:

1) 优化方案一。如图 7 所示,导风罩安装在右侧两个蒸发风机出风口的下方,右侧两个蒸发风机出风口风向是垂直向下的,经过导风罩导向之后,风向主体会呈水平向右的趋势。

2) 优化方案二。如图 8 所示,导风罩安装在蒸发风机出风口中间,只导流左侧第 2 个蒸发风机出风口的风量。由于只导流一个蒸发风机出风口的风量,所以该方案的导风罩长度只有优化方案一的一半,但两个优化方案中的导风罩横截面相同。

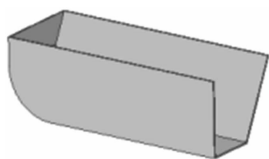


图 6 导风罩简易模型

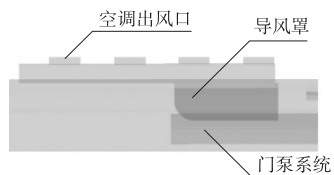


图 7 优化方案一

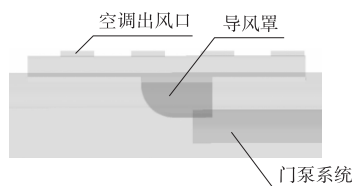


图 8 优化方案二

优化方案仿真结果如下:

1) 从图 9 可知,优化方案一和优化方案二的编号 1、2 出风口的风速增大,且都达到了 3.4 m/s 以上,编号 3、4 出风口由于导风罩的作用,风速变小,略低于 3 m/s ,由于 3、4 出风口空间位置比较近,制冷效果有叠加,两者的出口风速可以适当小于 3 m/s 。

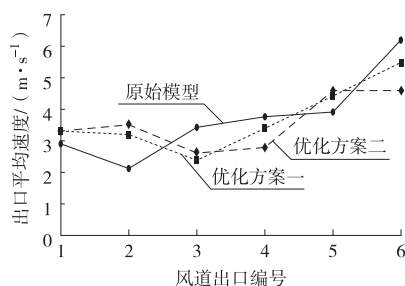


图 9 风道出口风速分布

2) 空调出风口添加导风罩后的风道流线图如图 10 和图 11 所示,图中黑色方框处展示了导风罩的导风效果,相对于图 5 初始方案的流线图,导风罩对应蒸发器风机出风口风向明显向右偏转(车头方向),导风效果良好,与图 9 中的数据相呼应。

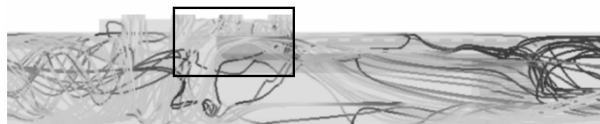


图 10 优化方案一风道流线图

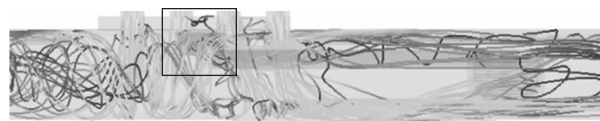


图 11 优化方案二风道流线图

3) 风道压力场数据显示优化方案一前两个蒸发器风机出风口处的静压相对“初始模型”增大了 130 Pa 左右,而优化方案二空调出风口静压无明显增大。优化方案一的导风罩流阻偏大,主要原因是导流罩横截面尺寸偏小,与蒸发器风机出风口的流通面积不匹配。良好的导风罩设计一定要保证流通面积的匹配性。

综合以上因素,优化方案二风速风量分布适宜,导风罩流阻无明显增大,此优化方案最佳。实车生产采用优化方案二,实车测试数据显示 CFD 仿真分析准确可靠,风速数据误差在 10% 以内,风量前后分布均匀,车厢前后无明显温差,没有出现前热后冷的情况。

2 结束语

设计初期进行空调风道 CFD 仿真分析,能提前

预知并解决空调制冷问题,缩短样车设计生产周期;另外针对历史订单车型空调制冷问题,通过 CFD 仿真分析也能快速制定整改方案;由于导风罩显著的导流功能,设计时根据整车前后桥配重需求调整空调安装位置,可以提升整车动力性能。

参考文献:

- [1] 建设部标准定额研究所. 城市公交空调客车空调系统技术条件: CJ/T 134—2001[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004: 18.
- [2] 中国机械工业联合会. 汽车用空调器: GB/T 21361—2017[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017: 32.
- [3] 中华人民共和国交通部. 客车空调系统技术条件: JT/T 216—2020[S]. 北京: 人民交通出版社, 2020: 26.
- [4] 王丹, 刘双喜, 牟江峰, 等. 汽车空调风道系统的 CFD 分析[J]. 汽车工程师, 2014(6): 47-49.
- [5] 王淑坤, 赵浩鸣, 刘伟. 基于 CFD 汽车空调风道分析与优化[J]. 机械设计, 2018, 35(S1): 44-47.
- [6] 黎帅, 林银辉, 江风雨. 不同湍流模型下的汽车空调风道仿真分析[J]. 制冷与空调(四川), 2019, 33(6): 613-616.
- [7] 范平清, 赵林林, 邢彦锋. 基于 SST $k-\omega$ 模型的汽车空调 CFD 仿真分析[J]. 机械强度, 2014, 36(4): 587-591.
- [8] 蒙杨超, 俞晓勇, 罗颖. 基于 CFD 分析与实车测试结果相结合的汽车空调风道设计[J]. 企业科技与发展, 2020(2): 52-55.
- [9] 许范, 李新杰. 某汽车空调风道 CFD 分析与优化[C]//河南省汽车工程学会. 第十二届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集. 2015: 138-139.
- [10] 邹平, 牛贝贝, 张成. CFD 方法的汽车空调风道结构优化[J]. 汽车零部件, 2021(8): 55-58.
- [11] 王小青. 浅谈客车空调风道结构改进[C]//中国铁道学会. “提高旅客舒适度”学术研讨会论文集. 2016: 201-203.
- [12] 贺赛, 梁文伟, 赵福全. 汽车空调风道的优化设计[J]. 汽车工程师, 2012(10): 25-27.

◆ 广告目录

郑州奥特科技有限公司	(封面)	厦门金龙联合汽车工业有限公司	(中插一)
浙江流遍机械润滑有限公司	(封二)	太原泰立机电新技术有限公司	(中插二)
《客车技术与研究》理事会名录	(封三)	比亚迪汽车工业有限公司	(中插三)
期刊信息	(封底)	宁德时代新能源科技股份有限公司	(中插四)
福建中科云杉信息技术有限公司	(前插一)	中车时代电动汽车股份有限公司	(后插一)
成都客车股份有限公司	(前插二)	厦门金龙旅行车有限公司	(后插二)